

# 공조기에서 발생하는 강한 피크의 톤 소음 저감을 위한 연구

## Reduction of the Prominent Peak of Tone Noise in Air Conditioning Units

박 정일†·강정훈\*·주재만\*

Jeong IL Park, Jeonghoon Kang and Jaeman Joo

**Key Words :** Tone noise, Air conditioning units, torsional resonance, commutation frequency

### ABSTRACT

This paper proposed the ways for reduction of the prominent peak of the tone noise in air conditioning units. In order to find out the sources of the tone noise, the resonant frequencies and modes of the fans were investigated. Also, the effects of the ambient temperatures and material properties of the fans on the tone noise were studied. From the experiments, it was shown that the tone noise was greatly influenced by the torsional resonance of the fan and motor system and commutation frequency. In other words, the torsional resonance of the fan and motor system has not to be close to the commutation frequency (torque ripple frequency) which creates a rate of change in the angular acceleration in order to reduce the tone noise in air conditioning units.

### 1. 서론

일반적인 공조기기의 소음은 톤 소음과 광역 소음으로 나누어 지고, 만약 주기적인 교란이 원인이면 피크 소음인 톤 소음으로 발생하고 랜덤(random)한 교란이 원인이면 광역 소음이 나타나는 것으로 알려져 있다. 일반적으로 톤 소음은 날개 통과 주파수로 존재하고, 깃의 힘이 회전하면서 발생하는 소음으로 회전 주파수와 깃 수의 곱으로 그 주파수가 정해진다. 또한 이 주파수의 조화 주파수에서 톤 소음이 발생한다. 광역 소음은 날개를 지나는 유동의 난류에 의한 소음으로 주로 날개의 경계층에 의한 교란, 비균일 유입류의 깃과의 상호 작용에 의한 교란, 박리 흐름에 의한 강한 난류 교란, 끝전(trailing edge)을 지나는 유동이 와류 구조를 발생시키면서 발생하는 끝전 소음 등이 원인이다.

본 연구는 공조기에서 운전 주파수의 발생하는 강한 피크의 톤 소음 원인을 규명하고 소음 저감을 위한 대처방안 마련에 목표를 두고 있다.

### 2. 팬 모드에 관한 연구

본 연구는 공조기에서 발생하는 강한 피크의 톤 소음의 원인 파악 및 저감에 목표를 두고 있다. 이를 위해 팬 모드에 대한 이해가 먼저 필요하고, 팬 모드가 톤 소음에 미치는 영향을 파악하여야 한다. 또한 팬 모드에 영향을 미치는 주위 온도와

재료 강성의 변화에 따른 톤 소음의 영향을 파악하고, 팬과 모터의 결합체가 나타내는 고유 모드 및 진동수가 톤 소음에 미치는 영향을 파악하여야 한다. 이번 장에서는 팬 모드 해석을 위해 유한요소 해석 방법을 제시하고, 유한요소 해석 결과를 검증하기 위한 실험적인 방법으로 전자 가진법(torsional excitation test)을 수행하였다.

#### 2.1 유한요소 해석

해석 결과의 정확성을 위해서는 20 개의 노드를 갖고 각 노드는 3 개의 자유도를 갖는 브릭 요소(그림 1)를 사용하여 고정 경계 조건에서 상용프로그램인 Ansys 를 사용하여 팬 고유 모드를 얻었다. 본 연구에서는 재료 강성이 팬 모드에 미치는 영향을 파악하기 위하여 물성치가 다른 두 개의 팬을 사용하였다. 또한 팬의 밀도는 실험적으로 측정하였다.

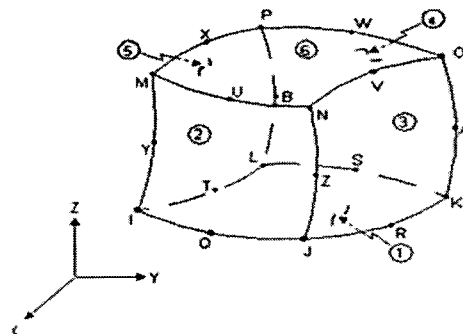


그림 1. 브릭요소

† 삼성전자(주) 가전연구소  
E-mail : jijyse.park@samsung.com  
Tel : (031)218-5260, Fax : (031) 218-2195  
\* 삼성전자(주) 가전연구소

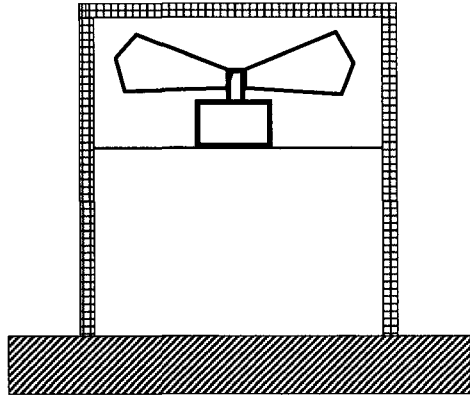


그림 2. 실험장치

### 2.2 실험적인 접근

유한 요소 해석의 결과의 유효성을 검증하기 위해 그림 2 와 같은 송풍 실험 장치를 구성하고 팬의 고유 진동수 및 모드를 측정하기 위해 모터를 이용한 전자 가진법으로 실험을 수행하였다. 전자 가진법은 그림 3 에 보는 바와 같이 3 상 BLDC 모터를 비틀림 가진기(torsional exciter)로 사용하였고 특정 주파수 영역에서 정현파 가진(sine sweep) 실험을 진행하였다<sup>(1)</sup>. 다음과 같은 실험 구성은 별도의 가진기를 사용할 필요가 없으므로 빠르고 쉽게 실험을 수행할 수 있다는 장점이 있다.

### 2.3 유한요소 해석과 실험 결과의 비교

앞에서 언급했듯이 유한요소 해석 결과의 유효성을 검증하기 위해 위에 제시된 실험 방법에 의해 얻어진 결과와 유한요소 해석 결과를 비교하였다. 그림 2 에 보여지고 있는 팬의 고정 경계 조건에서 유한요소 해석 결과와 전자 가진법을 이용한 실험 결과를 표 1 에 비교하였다. 결과에서 보는 바와 같이 고유 진동수가 수 %의 이내의 오차 범위내에서 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있다. 또한 유한요소 해석으로 구한 고유모드와 실험적으로 구한 모드를 상위 2 차 모드까지 비교하여 그림 4 에 나타내었다. 그림 4 에서 보는 바와 같이 실험 결과와 해석 결과가 고유 모드측면에서도 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있다. 이 결과들로부터 팬의 고유 진동수 및 고유 모드를 알고자 할 때는 제시된 유한 요소해석 방법으로부터 실제 팬 고유 진동수와 모드를 쉽고 간편하게 유추해 볼 수 있음을 확인할 수 있다. 또한 팬에 의한 공진 발생시 유한요소 해석으로 구한 팬의 모드로부터 간단하게 팬의 보강 방법을 강구할 수 있다.

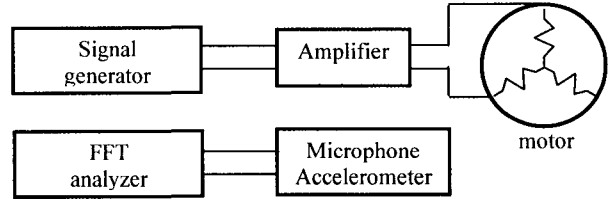
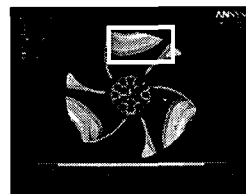


그림 3. 전자 가진법

표 1. 유한요소 해석 결과와 실험 결과의 비교

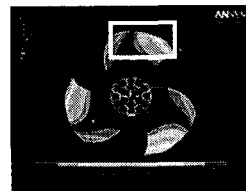
Mode	Fan 1			Fan 2		
	Ansys	EXP.	Error (%)	Ansys	EXP.	Error (%)
1	77	78	1.3	72	74	2.8
2	90	93	3.3	93	93	0.0
3	136	135	0.7	107	108	0.9
4	164	162	1.2	139	141	1.4
5	233	239	2.6	206	216	4.9
6	302	307	1.7	266	270	1.5
7	320	334	4.4	288	293	1.7



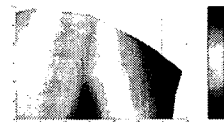
(a) Ansys (1 차)



(b) 실험 (1 차)



(c) Ansys (2 차)



(d) 실험 (2 차)

그림 4. 팬 1 의 고유모드, (a) Ansys 1 차 (77 Hz), (b) 실험 1 차 (78 Hz), (c) Ansys 2 차 (90 Hz) (d) 실험 2 차 (93 Hz)

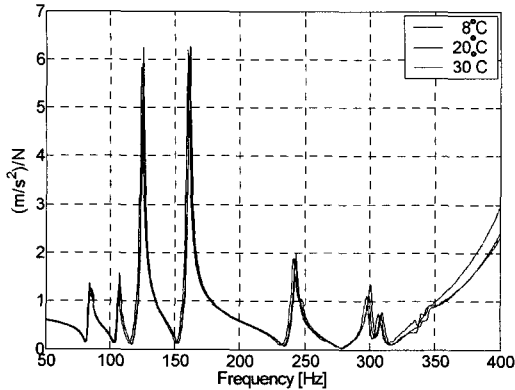


그림 5. 팬 1의 온도에 따른 팬의 공진 주파수 변화

#### 2.4 온도에 따른 팬의 강성 변화

일반적으로 팬의 탄성 계수는 온도에 따라 변하는 것으로 알려져 있다<sup>(2)</sup>. 본 연구에서는 일반적으로 팬의 운전시 주위 온도가 섭씨 5도~35도의 범위 내에서 있음을 감안하고 주위 온도를 8도, 20도, 그리고 30도에서 팬을 운전하여 온도에 따른 고유 진동수의 변화를 확인하여 보았다. 만약 강한 피크의 톤 소음이 팬의 고유 모드에 의한 공진 현상이라고 한다면 주위 온도의 변화가 팬 고유 진동수에 미치는 영향, 즉 탄성 계수의 변화를 파악하여야 한다. 이를 위해 실험적으로 고유 진동수의 변화를 측정 한 후, 유한요소 해석을 통해 팬의 강성을 역으로 추정하여 보았다. 그림 5에서 보는 바와 같이 온도에 따른 팬의 고유 진동수는 차이가 거의 없음을 확인할 수 있었다. 또한 온도에 따른 팬의 고유진동수로부터 탄성 계수의 변화를 추정하여 본 결과 온도의 증가에 따라 팬의 탄성 계수는 약 3% 정도 감소함을 확인할 수 있었다. 실험 결과로부터 본 연구에서는 온도에 따른 팬의 강성 변화가 강한 피크의 톤 소음에 미치는 영향은 미미할 것으로 판단되므로 온도가 강한 피크의 톤 소음에 미치는 영향은 무시하기로 한다.

#### 2.5 팬의 강성이 강한 피크의 톤 소음에 미치는 영향

표 1에서 보는 바와 같이 본 연구에서는 팬의 공진이 강한 피크의 톤 소음에 미치는 영향을 판단하기 위해 물성치가 다른 두 개의 팬을 사용하여 실험을 진행하였다. 표 1에 보는 바와 같이

물성치가 다른 두 팬의 경우 팬의 고유 진동수가 변함에도 불구하고 송풍 실험결과 같은 주파수에서 강한 피크의 톤 소음이 발생하였다. 본 실험결과로부터 팬의 공진이 운전속도의 24 차에 해당하는 주파수에서 강한 피크의 톤 소음을 발생시키는 원인은 아닌 것으로 판단되며 톤 소음의 원인 파악을 위해 팬과 모터 결합체의 비틀림 모드(torsional mode)를 연구하여 보았다.

### 3. 팬과 모터 결합체의 비틀림 모드

기존의 연구는 운전주파수의 24 차에 해당하는 주파수가 300 Hz 근처의 팬 고유진동수와 일치할 때 팬 모드의 공진에 의해 강한 피크의 톤 소음이 발생하는 것으로 유추되어져 왔다. 그러나 앞에서 설명한 바와 같이 팬의 물성치가 변화함에도 불구하고 강한 피크의 톤 소음이 발생하는 주파수는 송풍 실험 결과 거의 변하지 않음을 확인하였다. 즉 강한 피크의 톤 소음은 팬 고유 모드와의 연관성이 크지 않은 것으로 판단할 수 있었다. 그러므로 본 연구에서는 팬의 고정위치를 변경해가며 송풍실험을 하였다. 전자 가진 실험 결과, 팬의 고정 위치를 변경하여도 팬의 고유 진동수가 거의 차이가 없음을 확인하였다. 이 결과로부터 팬의 자체의 고유 진동수 변화와 강한 피크의 톤 소음은 연관성이 거의 없는 것으로 판단된다. 그러므로 본 장에서는 팬과 모터의 결합체의 비틀림 모드가 톤 소음에 미치는 영향을 파악해 보기로 한다.

#### 3.1 체결 위치에 따른 고유 진동수의 변화

그림 6에서 보는 바와 같이 강한 피크의 톤 소음은 체결 위치의 변화와 밀접한 관계가 있음을 확인하였다. 체결 거리, 즉 팬 체결 위치와 모터 내부의 로터와의 거리(effective shaft length)가 변화함에 따라 운전 주파수의 24 차에 해당하는 주파수에서 강한 피크의 톤 소음의 크기가 변화하고 있음을 확인할 수 있었다.

팬과 모터 내부의 로터와의 거리가 비틀림 공진 주파수에 미치는 영향은 다음과 같은 이론식으로 설명되어진다.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{G \pi^4}{L^2} \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)} \quad (\text{식 1.})$$

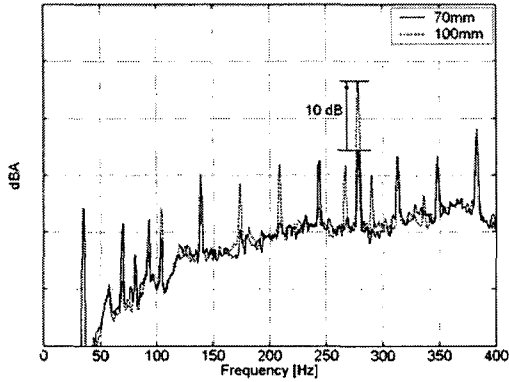


그림 6. 팬 1의 체결 위치 변화에 따른 송풍 소음 특성 변화(690rpm)

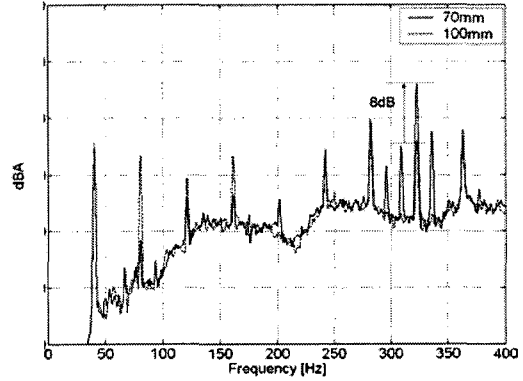


그림 8. 팬 1의 체결위치 변화에 따른 송풍 실험 특성 변화 (800rpm)

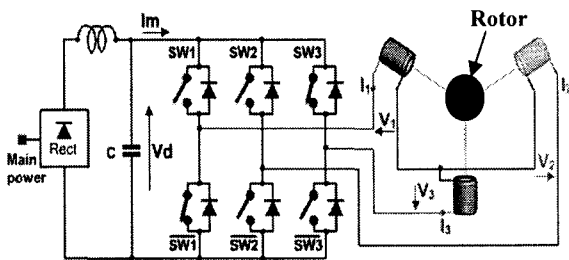


그림 7. 6-step BLDC 모터의 구동원리

여기서  $J_1, J_2, G, L$  그리고  $r$ 은 각각 팬과 로터의 질량 관성 모멘트, 축의 횡탄성계수, 팬과 로터사이의 유효 거리, 그리고 축의 반경이다. 식 1에서 보는 바와 같이 팬과 로터사이의 유효길이가 증가하면 비틀림 공진 주파수가 떨어짐을 확인할 수 있다.

### 3.2 비틀림 모드의 가진원에 대한 이해

강한 피크의 톤 소음은 운전 주파수의 24 차에 해당하는 주파수에서만 발생하고 있음을 실험을 통해 확인할 수 있었다. 그 원인은 공력에 의한 가진력보다는 모터에서 발생하는 토크 리플(torque ripple)에 의해 가진되는 것으로 판단된다. 일반적으로 토크 리플은 모터 회전의 각 가속도의 변화를 만들어 내고 이는 모터와 팬의 결합체의 기계적인 공진, 즉 비틀림 모드를 가진하는 것으로 알려져 있으며, 이는 소음으로 나타나는 것으로 알려져 있다. 본 실험에 사용되어진 8개의 극수를 갖고 6-step BLDC 모터(그림 7)의 경우, 커뮤테이션 주파수(commutation

frequency)는 다음과 같다.

$$f_{commu} = 6 \times \frac{rpm}{60} \times \frac{poles}{2} \quad (\text{식 2.})$$

여기서, rpm과 poles는 각각 회전 주파수와 모터의 극수를 나타낸다.

즉, 커뮤테이션 주파수가 모터와 팬의 결합체의 비틀림 주파수와 일치할 경우 모터에 의한 토크 리플이 가진력이 되어 강한 피크의 톤 소음을 발생하는 것으로 판단된다.

### 3.3 톤 소음 저감 방안

그림 6에서 보는 바와 같이 690rpm으로 운전되는 송풍 실험장치에서 로터와 체결 위치와의 거리가 70mm와 100mm일 경우 비틀림 공진 주파수는 각각 317.3 Hz와 277.1 Hz이다. 또한 식 2을 이용하여 비틀림 모드를 가진하는 모터의 커뮤테이션 주파수를 구해보면 690rpm에서 276Hz이다. 즉 모터와 팬의 체결 구조에서의 비틀림 공진 주파수가 가진원인 모터의 커뮤테이션 주파수와 근접할 때 강한 피크의 톤 소음이 운전 주파수의 24 차에 해당하는 주파수에서 강하게 나타나고 있음을 그림 6에서 확인할 수 있다. 또한, 그림 6에서 보는 바와 같이 체결 위치의 변경으로 운전 주파수의 24 차 해당하는 주파수에서 약 10dB 정도의 톤 소음을 저감할 수 있음을 확인할 수 있다. 모터를 800 rpm으로 운전시 그림 8에서 보는 바와 같이 운전 주파수의 24 차에 해당하는 320Hz에서 팬과 로터의 유효길이가 70mm로 일 때 비틀림 공진 주파수, 317.3 Hz,가 커뮤

테이션 주파수와 거의 일치하여 공진 현상이 발생하여 팬과 로터의 유효 길이가 100mm 일 때와 비교해보았을 때 8dB 이상 크게 톤 소음이 발생하고 있음을 확인할 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구로부터 강한 피크의 톤 소음 발생시 대처 방안은 크게 두 가지로 분류할 수 있다. 강한 피크의 톤 소음 발생시 유한요소 해석이나 실험으로 팬 날개의 고유 진동수와 팬과 모터 결합체의 비틀림 공진 주파수를 파악하고 만약 팬 고유 진동수가 모터의 토크 리플의 주파수인 커뮤테이션 주파수와 일치하지 않을 경우 팬 자체의 공진에 의해 발생하는 것으로 판단하고 팬 자체의 형상 변경 설계 등을 통해 문제를 해결할 수 있다. 또한 만약 팬과 모터의 결합체의 비틀림 공진 주파수가 커뮤테이션 주파수와 일치할 경우, 이는 비틀림 공진 주파수가 커뮤테이션 주파수를 피할 수 있도록 설계해야 한다. 이를 위해서는 축의 두께와 강성, 팬과 로터의 질량 관성 모멘트 변화 및 팬과 로터의 유효길이 변화 등으로 문제를 해결할 수 있다.

#### 참고문헌

- (1) 양재영 등, 2001, "BLDC 모터를 적용한 팬의 공진소음 제어", 춘계학술대회 논문집, 한국소음진동공학회, pp. 512~516.
- (2) 신수현 등, 2005, "온도변화에 따른 플라스틱의 진동감쇠특성", 한국소음진동공학회 논문집, pp. 213~218.
- (3) Teng, C., Trabia, M. B., Reynolds, D. D., 1998, "Methods for resolving fan/motor vibration problems in air-conditioning units: Part 1~Part 4", ASHRAE Transactions 104(1), pp. 232~267.
- (4) Ansys HTML documentation, Ansys, Inc